

PATENT

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of: **Kazuo NAKATANI et al.**

Serial Number: **Not Yet Assigned**

Filed: **September 10, 2003**

Customer No.: 23850

For: **DETERMINING METHOD OF HIGH PRESSURE OF REFRIGERATION
CYCLE APPARATUS**

CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119

Commissioner for Patents
P. O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

September 10, 2003

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application is hereby requested for the above-identified application, and the priority provided in 35 U.S.C. 119 is hereby claimed:


Japanese Appln. No. 2002-318131, filed on October 31, 2002

In support of this claim, the requisite certified copy of said original foreign application is filed herewith.

It is requested that the file of this application be marked to indicate that the applicants have complied with the requirements of 35 U.S.C. 119 and that the Patent and Trademark Office kindly acknowledge receipt of said certified copy.

In the event that any fees are due in connection with this paper, please charge our Deposit Account No. 01-2340.

Respectfully submitted,
ARMSTRONG, WESTERMAN & HATTORI, LLP


Stephen G. Adrian
Reg. No. 32,878

Atty. Docket No.: 031055
Suite 1000, 1725 K Street, N.W.
Washington, D.C. 20006
Tel: (202) 659-2930
Fax: (202) 887-0357
SGA/yap

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 2 年 1 0 月 3 1 日
Date of Application:

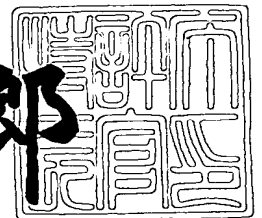
出 願 番 号 特 願 2 0 0 2 - 3 1 8 1 3 1
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 2 - 3 1 8 1 3 1]

出 願 人 松 下 電 器 産 業 株 式 会 社
Applicant(s):

2 0 0 3 年 7 月 1 0 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特 2 0 0 3 - 3 0 5 6 4 5 2

【書類名】 特許願

【整理番号】 2583040108

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F25B 01/00

【発明者】

 【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

 【氏名】 中谷 和生

【発明者】

 【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

 【氏名】 川邊 義和

【発明者】

 【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

 【氏名】 岡座 典穂

【発明者】

 【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

 【氏名】 井上 雄二

【発明者】

 【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 松下電器産業株式会社内

 【氏名】 鵜田 晃

【特許出願人】

 【識別番号】 000005821

 【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社

【代理人】

【識別番号】 100087745

【弁理士】

【氏名又は名称】 清水 善廣

【選任した代理人】

【識別番号】 100098545

【弁理士】

【氏名又は名称】 阿部 伸一

【選任した代理人】

【識別番号】 100106611

【弁理士】

【氏名又は名称】 辻田 幸史

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 070140

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクルに、前記膨張機と並列に設けたバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、前記膨張機で回収した動力によって前記圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法であって、前記膨張機を流れる第 1 冷凍サイクルと前記バイパス回路を流れる第 2 冷凍サイクルとの最適高圧を P_h 、前記 P_h における前記バイパス回路を流れるバイパス量比を R_{b0} 、前記 P_h における前記第 1 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_e 、前記 P_h における前記第 2 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_b としたとき、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することを特徴とする冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法によって決定された高圧冷媒圧力となるように前記制御弁を制御することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【請求項 3】 冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクルに、前記膨張機と並列に設けたバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、前記膨張機で回収した動力によって前記圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置であって、前記バイパス回路を流れる高圧冷媒と、前記圧縮機に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換器を設けたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 4】 冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器と補助圧縮機とを備えた冷凍サイクルに、前記膨張機と並列に設けたバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、前記膨張機で回収した動力によって前記補助圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置であって、前記バイパス回路を流れる高圧冷媒と、前記圧縮機に吸

入される前の低圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換器を設けたことを特徴とする冷凍サイクル装置。

【請求項 5】 請求項 3 又は請求項 4 に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機を流れる第 1 冷凍サイクルと前記バイパス回路を流れる第 2 冷凍サイクルとの最適高圧を P_h 、前記 P_h における前記バイパス回路を流れるバイパス量比を R_{b0} 、前記 P_h における前記第 1 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_e 、前記 P_h における前記第 2 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_b としたとき、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ が最大となる P_h を決定することを特徴とする冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法。

【請求項 6】 請求項 5 に記載の冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法によって決定された高圧冷媒圧力となるように前記制御弁を制御することを特徴とする冷凍サイクル装置の制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクルに、膨張機と並列に設けたバイパス回路と、バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、膨張機で回収した動力によって圧縮機又は補助圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

冷凍サイクル装置を循環する冷媒の質量循環量は、冷凍サイクルのどのポイントにおいても等しく、圧縮機と膨張機が同軸で回転しているサイクルにおいては、それぞれの回転数が等しいため、圧縮機を通る冷媒の吸入密度を DC 、膨張機を通る冷媒の吸入密度を DE とすると、 DE/DC （密度比）は常に一定で運転される。

一方、オゾン破壊係数がゼロでありかつ地球温暖化係数もフロン類に比べれば格段に小さい、二酸化炭素（以下、 CO_2 という）を冷媒として用いる冷凍サイクル装置が近年着目されているが、 CO_2 冷媒は、臨界温度が $31.06^\circ C$ と低く

、この温度よりも高い温度を利用する場合には、冷凍サイクル装置の高圧側（圧縮機出口～放熱器～減圧器入口）ではCO₂冷媒の凝縮が生じない超臨界状態となり、従来の冷媒に比べて、冷凍サイクル装置の運転効率が低下するといった特徴を有する。従って、CO₂冷媒を用いた冷凍サイクル装置において、最適なCOPを維持するためには、冷媒温度の変化に応じて最適な冷媒圧力とすることが必要である。

しかし、冷凍サイクル装置に膨張機を設け、この膨張機で回収した動力を圧縮機の駆動力の一部に利用する場合には、圧縮機と膨張機が同軸で回転しているサイクルにおいては膨張機と圧縮機との回転数を同じにしなければならず、密度比一定の制約のもとでは、運転条件が変化した場合の最適なCOPを維持することは困難である。

そこで、膨張機をバイパスするバイパス管を設けて、膨張機に流入する冷媒流量を制御することで、最適なCOPを維持する構成が提案されている（例えば特許文献1及び特許文献2参照）。

【0003】

【特許文献1】

特開2000-234814号公報（段落番号（0024）（0025）図1）

【特許文献2】

特開2001-116371号公報（段落番号（0023）図1）

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、例えば特許文献1では、高圧側の圧力が所定圧力以上の場合にはバイパス量を増加させ、所定圧力以下の場合にはバイパス量を減少させることが記載されているが、バイパス量を調整するための所定圧力の具体的な決定方法は示されていない。

【0005】

そこで本発明は、膨張機をバイパスするバイパス回路を有する場合に、このバイパス量を具体的に決定する方法を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

請求項1記載の本発明の冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法は、冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクルに、前記膨張機と並列に設けたバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、前記膨張機で回収した動力によって前記圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法であって、前記膨張機を流れる第1冷凍サイクルと前記バイパス回路を流れる第2冷凍サイクルとの最適高圧を P_h 、前記 P_h における前記バイパス回路を流れるバイパス量比を R_{b0} 、前記 P_h における前記第1冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_e 、前記 P_h における前記第2冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_b としたとき、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することを特徴とする。

請求項2記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、請求項1に記載の冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法によって決定された高圧冷媒圧力となるように前記制御弁を制御することを特徴とする。

請求項3記載の本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクルに、前記膨張機と並列に設けたバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、前記膨張機で回収した動力によって前記圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置であって、前記バイパス回路を流れる高圧冷媒と、前記圧縮機に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換器を設けたことを特徴とする。

請求項4記載の本発明の冷凍サイクル装置は、冷媒として二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器と補助圧縮機とを備えた冷凍サイクルに、前記膨張機と並列に設けたバイパス回路と、前記バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、前記膨張機で回収した動力によって前記補助圧縮機を駆動する冷凍サイクル装置であって、前記バイパス回路を流れる高圧冷媒と、前記圧縮機に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換

器を設けたことを特徴とする。

請求項 5 記載の本発明の冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法は、請求項 3 又は請求項 4 に記載の冷凍サイクル装置において、前記膨張機を流れる第 1 冷凍サイクルと前記バイパス回路を流れる第 2 冷凍サイクルとの最適高圧を P_h 、前記 P_h における前記バイパス回路を流れるバイパス量比を R_{b0} 、前記 P_h における前記第 1 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_e 、前記 P_h における前記第 2 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_b としたとき、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ が最大となる P_h を決定することを特徴とする。

請求項 6 記載の本発明の冷凍サイクル装置の制御方法は、請求項 5 に記載の冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法によって決定された高圧冷媒圧力となるように前記制御弁を制御することを特徴とする。

【0007】

【発明の実施の形態】

本発明による第 1 の実施の形態は、膨張機を流れる第 1 冷凍サイクルとバイパス回路を流れる第 2 冷凍サイクルとの最適高圧を P_h 、 P_h におけるバイパス回路を流れるバイパス量比を R_{b0} 、 P_h における第 1 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_e 、 P_h における第 2 冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_b としたとき、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ が最大となる P_h を決定するものである。

本実施の形態によれば、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、膨張機をバイパスするバイパス回路を有する冷凍サイクル装置において、適正な所定圧力を具体的に決定することができる。

本発明による第 2 の実施の形態は、第 1 の実施の形態冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法によって決定された高圧冷媒圧力となるように制御弁を制御するものである。

本実施の形態によれば、膨張機をバイパスするバイパス回路を有する冷凍サイクル装置において、最適高圧で運転することができ、 COP を最大にすることが

できる。また高圧の上昇を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上することができる。

本発明による第3及び第4の実施の形態は、バイパス回路を流れる高圧冷媒と、圧縮機に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換器を設けたものである。

本実施の形態によれば、制御弁入口のエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COPが向上する。

本発明による第5の実施の形態は、第3又は第4の実施の形態において、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ が最大となる P_h を決定するものであり、膨張機をバイパスするバイパス回路を有する冷凍サイクル装置において、適正な所定圧力を具体的に決定することができる。

本発明による第6の実施の形態は、第5の実施の形態においてによって決定された高圧冷媒圧力となるように制御弁を制御するものであり、最適高圧で運転することができるためCOPを最大にすることができ、また高圧の上昇を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上することができる。

【0008】

【実施例】

以下、本発明の一実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図1は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ11を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側には予膨張弁5が設けられている。

また予膨張弁5及び膨張機6と並列に、予膨張弁5及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路に制御弁7が設けられている。

また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は

膨張機 6 で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、予膨張弁 5 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0009】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 11 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、予膨張弁 5 及び膨張機 6 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は圧縮機 1 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高压冷媒圧力に応じて制御弁 7 の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機 1 に吸入される。

【0010】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 11 で駆動される圧縮機 1 により高温高压に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内

暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5及び膨張機6に導入され、予膨張弁5及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁7の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室外側熱交換器3に導かれ、室外側熱交換器3にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第1四方弁2を経由して圧縮機1に吸入される。

【0011】

次に、上記冷暖房運転時における制御弁7の開度を決定するための高圧冷媒圧力の決定方法と制御弁7の制御方法について説明する。

図2は、高圧圧力とCOPとの関係を示す特性図であり、COP特性を、膨張機を流れる第1冷凍サイクルとバイパス回路を流れる第2冷凍サイクルとで別々に表したものである。図において、COP_eは膨張機を流れる第1冷凍サイクルの特性を表し、COP_bはバイパス回路を流れる第2冷凍サイクルの特性を表している。

図2において、P_hは膨張機を流れる第1冷凍サイクルとバイパス回路を流れる第2冷凍サイクルとの最適高圧を表している。この最適高圧P_hは、第1冷凍サイクルのCOP_eと第2冷凍サイクルのCOP_bとによって決定することができる。ただし第1冷凍サイクルを流れる冷媒流量と第2冷凍サイクルを流れる冷媒流量との比率を考慮する必要がある。

一方、図3はバイパス量比（冷凍サイクル装置全体を流れる冷媒流量に対するバイパス回路を流れる冷媒流量）と高圧との関係を示す特性図である。バイパス回路を流れる冷媒流量が増加するに従って高圧圧力は低下するが、最適高圧P_hが決まれば、この最適高圧P_hに対応するバイパス量比R_{b0}が決定される。

以上の関係から、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ を最大にする最適高圧P_hを決定することで、バイパス量比R_{b0}が決定される。そして決定したバイパス量比R_{b0}となるように制御弁7の開度を制御する。

以上のように、本実施例によれば、適正な所定圧力を具体的に決定することが

でき、最適高圧で運転することができ、COPを最大にすることができる。また高圧の上昇を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上することができる。

【0012】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図4は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒としてCO₂冷媒を使用し、モータ11を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側には予膨張弁5が設けられている。

また予膨張弁5及び膨張機6と並列に、予膨張弁5及び膨張機6をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路に制御弁7が設けられている。

また内部熱交換器80は、バイパス回路を流れる高圧冷媒と、圧縮機1に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる。バイパス回路を流れる高圧冷媒と圧縮機1に吸入される前の低圧冷媒とは、対向流となるように構成されている。

また、膨張機6の駆動軸と圧縮機1の駆動軸とは連結されており、圧縮機1は膨張機6で回収した動力を駆動に利用している。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機1の吐出側配管と吸入側配管とが接続される第1四方弁2と、予膨張弁5の吸入側配管と膨張機6の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第2四方弁4とを備えている。

【0013】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器3を放熱器、室内側熱交換器8を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ11で駆動される圧縮機1により高温高圧

に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室外側熱交換器3に導入される。室外側熱交換器3では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5及び膨張機6に導入され、予膨張弁5及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器3の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁7の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。ここで制御弁7の開度の調整は、上記で説明したように $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 R_{b0} が決定され、決定したバイパス量比 R_{b0} となるように制御弁7の開度を制御する。

予膨張弁5及び膨張機6にて減圧されたCO₂冷媒は、第2四方弁4を経由して室内側熱交換器8に導かれ、室内側熱交換器8にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は圧縮機1に吸入される。

一方バイパス回路を流れる高圧冷媒は、内部熱交換器80によって低圧冷媒と熱交換を行うことで、制御弁7の入口でのエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COPが向上する。

【0014】

次に、室外側熱交換器3を蒸発器、室内側熱交換器8を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ11で駆動される圧縮機1により高温高圧に圧縮されて吐出され、第1四方弁2を経て、室内側熱交換器8に導入される。室内側熱交換器8では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後CO₂冷媒は、予膨張弁5及び膨張機6に導入され、予膨張弁5及び膨張機6で減圧される。この減圧時に膨張機6で回収した動力は圧縮機1の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器8の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁7の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。ここで制御弁7の開度の調整は、上記で説明したように $(1 - R$

$b0) \times COP_e + Rb0 \times COP_b$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 $Rb0$ が決定され、決定したバイパス量比 $Rb0$ となるように制御弁 7 の開度を制御する。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

一方バイパス回路を流れる高圧冷媒は、内部熱交換器 80 によって低温冷媒と熱交換を行うことで、制御弁 7 の入口でのエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COP が向上する。

【0015】

ここで本実施例による効果を図 7 及び図 8 を用いて説明する。

図 7 は蒸発温度と COP との関係を示す特性図であり、膨張機とバイパス回路と内部熱交換器とを有する本実施例と、膨張機のみを有する比較例 1 と、膨張機とバイパス回路を有する比較例 2 とを表している。

図に示すように、いずれの蒸発温度においても、比較例 1 よりも比較例 2 が COP は高く、比較例 2 よりも本実施例の方が高い COP となる。

【0016】

また、図 8 はバイパス量の変化による COP の向上割合を示す特性図であり、膨張機と内部熱交換器とを有する本実施例と、膨張機を有する比較例 1 と、内部熱交換器を有する比較例 2 とを表している。

図に示すように、比較例 1 の場合にはバイパス量が増加するに従って COP の向上割合は低下する。一方比較例 2 の場合には、バイパス量が増加するに従って COP の向上割合は上昇する。本実施例は比較例 1 と比較例 2 との双方の効果を有するため、バイパス量が増加した場合の膨張機での COP 向上割合の低下を内部熱交換器による効果によって押さえることができる。

【0017】

次に、本実施例における制御弁 7 の開度を決定するための高圧冷媒圧力の決定方法と制御弁 7 の制御方法について説明する。

図 9 は、高圧圧力と COP との関係を示す特性図であり、COP 特性を、膨張

機を流れる第1冷凍サイクルと内部熱交換器を流れる第2冷凍サイクルとで別々に表したものである。図において、 COP_e は膨張機を流れる第1冷凍サイクルの特性を表し、 COP_i は内部熱交換器を流れる第2冷凍サイクルの特性を表している。

図9において、 P_h は膨張機を流れる第1冷凍サイクルと内部熱交換器を流れる第2冷凍サイクルとの最適高圧を表している。この最適高圧 P_h は、第1冷凍サイクルの COP_e と第2冷凍サイクルの COP_i とによって決定することができる。ただし第1冷凍サイクルを流れる冷媒流量と第2冷凍サイクルを流れる冷媒流量との比率を考慮する必要がある。

一方、図10はバイパス量比（冷凍サイクル装置全体を流れる冷媒流量に対する内部熱交換器を流れる冷媒流量）と高圧との関係を示す特性図である。内部熱交換器を流れる冷媒流量が増加するに従って高圧圧力は低下するが、最適高圧 P_h が決まれば、この最適高圧 P_h に対応するバイパス量比 R_{b0} が決定される。

以上の関係から、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_i$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 R_{b0} が決定される。そして決定したバイパス量比 R_{b0} となるように制御弁7の開度を制御する。

以上のように、本実施例によれば、適正な所定圧力を具体的に決定することができ、最適高圧で運転することができ、 COP を最大にすることができる。また高圧の上昇を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上することができる。

【0018】

以下、本発明の他の実施例による冷凍サイクル装置を、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置について、図面を参照して説明する。

図5は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO_2 冷媒を使用し、モータ11を有する圧縮機1と、室外側熱交換器3と、膨張機6と、室内側熱交換器8と、補助圧縮機10とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機6の流入側には予膨張弁5が設けられている。

また予膨張弁 5 及び膨張機 6 と並列に、予膨張弁 5 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路に制御弁 7 が設けられている。

また内部熱交換器 80 は、バイパス回路を流れる高圧冷媒と、補助圧縮機 10 に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる。バイパス回路を流れる高圧冷媒と補助圧縮機 10 に吸入される前の低圧冷媒とは、対向流となるように構成されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 10 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 10 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吐出側配管と補助圧縮機 10 の吸入側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、予膨張弁 5 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0019】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 11 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、予膨張弁 5 及び膨張機 6 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁 7 の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。ここで制御弁 7 の開度の調整は、上記で説明したように $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_i$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 R_{b0} が決定され、決定したバイパス量比 R_{b0} となるように制御弁 7 の開度を制御する。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

一方バイパス回路を流れる高圧冷媒は、内部熱交換器 80 によって低圧冷媒と熱交換を行うことで、制御弁 7 の入口でのエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COP が向上する。

【0020】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 11 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、 CO_2 冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO_2 冷媒は、予膨張弁 5 及び膨張機 6 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁 7 の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。ここで制御弁 7 の開度の調整は、上記で説明したように $(1 - R_{b0}) \times \text{COP}_e + R_{b0} \times \text{COP}_i$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 R_{b0} が決定され、決定したバイパス量比 R_{b0} となるように制御弁 7 の開度を制御する。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって過給（チャージャ）され圧縮機 1 に吸入される。

一方バイパス回路を流れる高圧冷媒は、内部熱交換器 80 によって低圧冷媒と

熱交換を行うことで、制御弁 7 の入口でのエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COP が向上する。

なお、本実施例による効果は図 7 及び図 8 に示す通りである。

【0021】

図 6 は、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図である。

図に示すように、本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置は、冷媒として CO₂冷媒を使用し、モータ 11 を有する圧縮機 1 と、補助圧縮機 10 と、室外側熱交換器 3 と、膨張機 6 と、室内側熱交換器 8 とを配管で接続した冷媒回路から構成される。

また膨張機 6 の流入側には予膨張弁 5 が設けられている。

また予膨張弁 5 及び膨張機 6 と並列に、予膨張弁 5 及び膨張機 6 をバイパスするバイパス回路が設けられ、このバイパス回路に制御弁 7 が設けられている。

また内部熱交換器 80 は、バイパス回路を流れる高圧冷媒と、圧縮機 1 に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる。バイパス回路を流れる高圧冷媒と圧縮機 1 に吸入される前の低圧冷媒とは、対向流となるように構成されている。

また、膨張機 6 の駆動軸と補助圧縮機 10 の駆動軸とは連結されており、補助圧縮機 10 は膨張機 6 で回収した動力によって駆動される。

そしてこの冷媒回路には、圧縮機 1 の吸入側配管と補助圧縮機 10 の吐出側配管とが接続される第 1 四方弁 2 と、予膨張弁 5 の吸入側配管と膨張機 6 の吐出側配管とが接続されるとともにバイパス回路が接続される第 2 四方弁 4 とを備えている。

【0022】

本実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の動作について以下に説明する。

まず、室外側熱交換器 3 を放熱器、室内側熱交換器 8 を蒸発器として用いる冷房運転モードについて説明する。この冷房運転モードでの冷媒流れを、図中実線矢印で示す。

冷房運転モード時の冷媒は、モータ 11 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧

に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室外側熱交換器 3 に導入される。室外側熱交換器 3 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱する。その後 CO₂冷媒は、予膨張弁 5 及び膨張機 6 に導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室外側熱交換器 3 の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁 7 の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。ここで制御弁 7 の開度の調整は、上記で説明したように $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_i$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 R_{b0} が決定され、決定したバイパス量比 R_{b0} となるように制御弁 7 の開度を制御する。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO₂冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室内側熱交換器 8 に導かれ、室内側熱交換器 8 にて蒸発して吸熱する。この吸熱によって室内の冷房が行われる。蒸発を終えた冷媒は、第 1 四方弁 2 を経て圧縮機 1 に吸入される。

一方バイパス回路を流れる高圧冷媒は、内部熱交換器 80 によって低圧冷媒と熱交換を行うことで、制御弁 7 の入口でのエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COP が向上する。

【0023】

次に、室外側熱交換器 3 を蒸発器、室内側熱交換器 8 を放熱器として用いる暖房運転モードについて説明する。この暖房運転モードでの冷媒流れを、図中波線矢印で示す。

暖房運転モード時の冷媒は、モータ 11 で駆動される圧縮機 1 により高温高圧に圧縮されて吐出され、補助圧縮機 10 に導かれ、補助圧縮機 10 によって更に過圧（エキスプレッサ）された後に、第 1 四方弁 2 を経て、室内側熱交換器 8 に導入される。室内側熱交換器 8 では、CO₂冷媒は、超臨界状態であるので、気液二相状態とはならず、空気や水などの外部流体に放熱し、この放熱を利用して例えば室内暖房が行われる。その後 CO₂冷媒は、予膨張弁 5 及び膨張機 6 に

導入され、予膨張弁 5 及び膨張機 6 で減圧される。この減圧時に膨張機 6 で回収した動力は補助圧縮機 10 の駆動に用いられる。このとき、例えば室内側熱交換器 8 の出口側で検出した高圧冷媒圧力に応じて制御弁 7 の開度を調整してバイパス回路に流す冷媒流量を制御する。ここで制御弁 7 の開度の調整は、上記で説明したように $(1 - Rb0) \times COP_e + Rb0 \times COP_i$ を最大にする最適高圧 P_h を決定することで、バイパス量比 $Rb0$ が決定され、決定したバイパス量比 $Rb0$ となるように制御弁 7 の開度を制御する。

予膨張弁 5 及び膨張機 6 にて減圧された CO_2 冷媒は、第 2 四方弁 4 を経由して室外側熱交換器 3 に導かれ、室外側熱交換器 3 にて蒸発して吸熱し、蒸発を終えた冷媒は第 1 四方弁 2 を経由して圧縮機 1 に吸入される。

一方バイパス回路を流れる高圧冷媒は、内部熱交換器 80 によって低圧冷媒と熱交換を行うことで、制御弁 7 の入口でのエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COP が向上する。

なお、本実施例による効果は図 7 及び図 8 に示す通りである。

【0024】

上記それぞれの実施例では、ヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置を用いて説明したが、室外側熱交換器 3 を第 1 の熱交換器、室内側熱交換器 8 を第 2 の熱交換器とし、これら第 1 の熱交換器や第 2 の熱交換器を、温冷水器や蓄冷熱器などに利用したその他の冷凍サイクル装置であってもよい。

またそれぞれの実施例において説明した予膨張弁 5 は設けなくてもよい。

【0025】

【発明の効果】

以上のように、本発明によれば、膨張機をバイパスするバイパス回路を有する冷凍サイクル装置において、最適高圧で運転することができ、COP を最大にすることができる。また高圧の上昇を防止することができ、圧縮機の信頼性を向上することができる。

また本発明によれば、バイパス回路を流れる高圧冷媒と、圧縮機に吸入される前の低圧冷媒とを熱交換させる内部熱交換器を設けることで、制御弁入口のエンタルピが減少して冷凍能力が増加し、COP が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 2】 高圧圧力と COP との関係を示す特性図

【図 3】 バイパス量比（冷凍サイクル装置全体を流れる冷媒流量に対するバイパス回路を流れる冷媒流量）と高圧との関係を示す特性図

【図 4】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 5】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 6】 本発明の他の実施例によるヒートポンプ式冷暖房型空気調和装置の構成図

【図 7】 蒸発温度と COP との関係を示す特性図

【図 8】 バイパス量の変化による COP の向上割合を示す特性図

【図 9】 高圧圧力と COP との関係を示す特性図

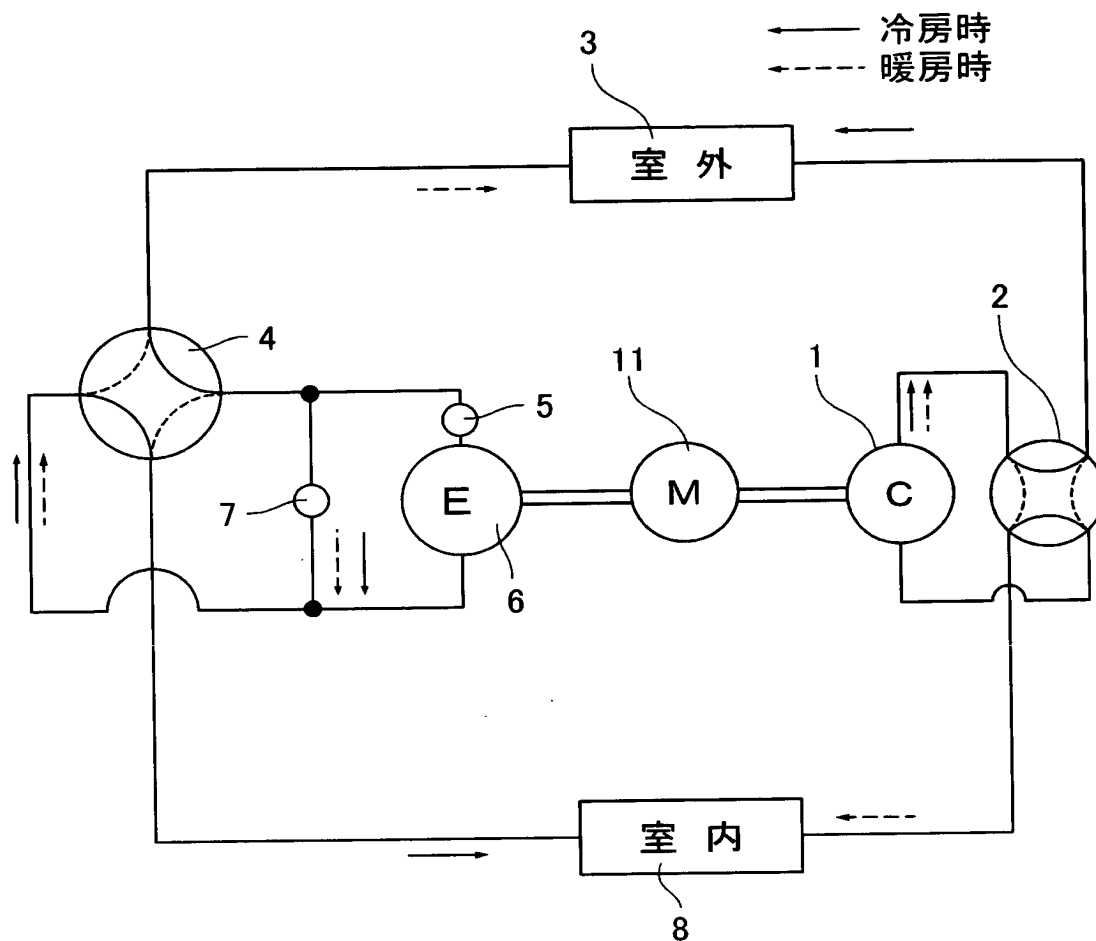
【図 10】 バイパス量比（冷凍サイクル装置全体を流れる冷媒流量に対する内部熱交換器を流れる冷媒流量）と高圧との関係を示す特性図

【符号の説明】

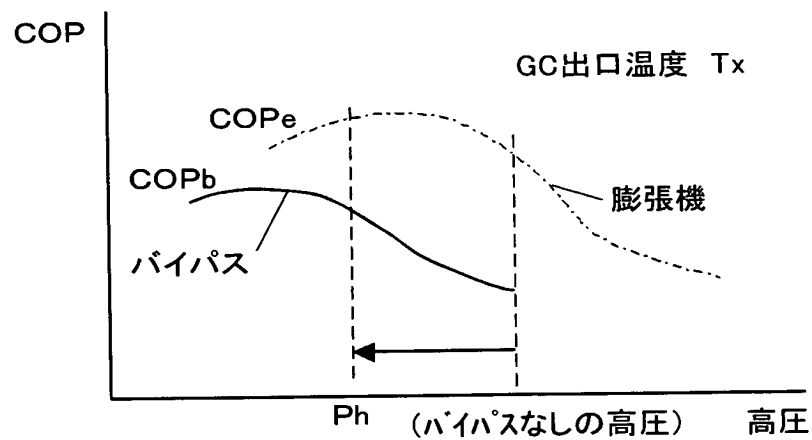
- 1 圧縮機
- 2 第 1 四方弁
- 3 室外側熱交換器
- 4 第 2 四方弁
- 5 予膨張弁
- 6 膨張機
- 7 制御弁
- 8 室内側熱交換器
- 10 補助圧縮機
- 11 モータ
- 80 内部熱交換器

【書類名】 図面

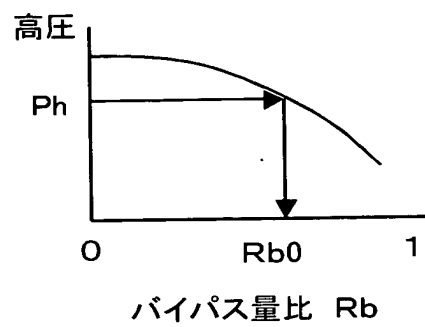
【図 1】



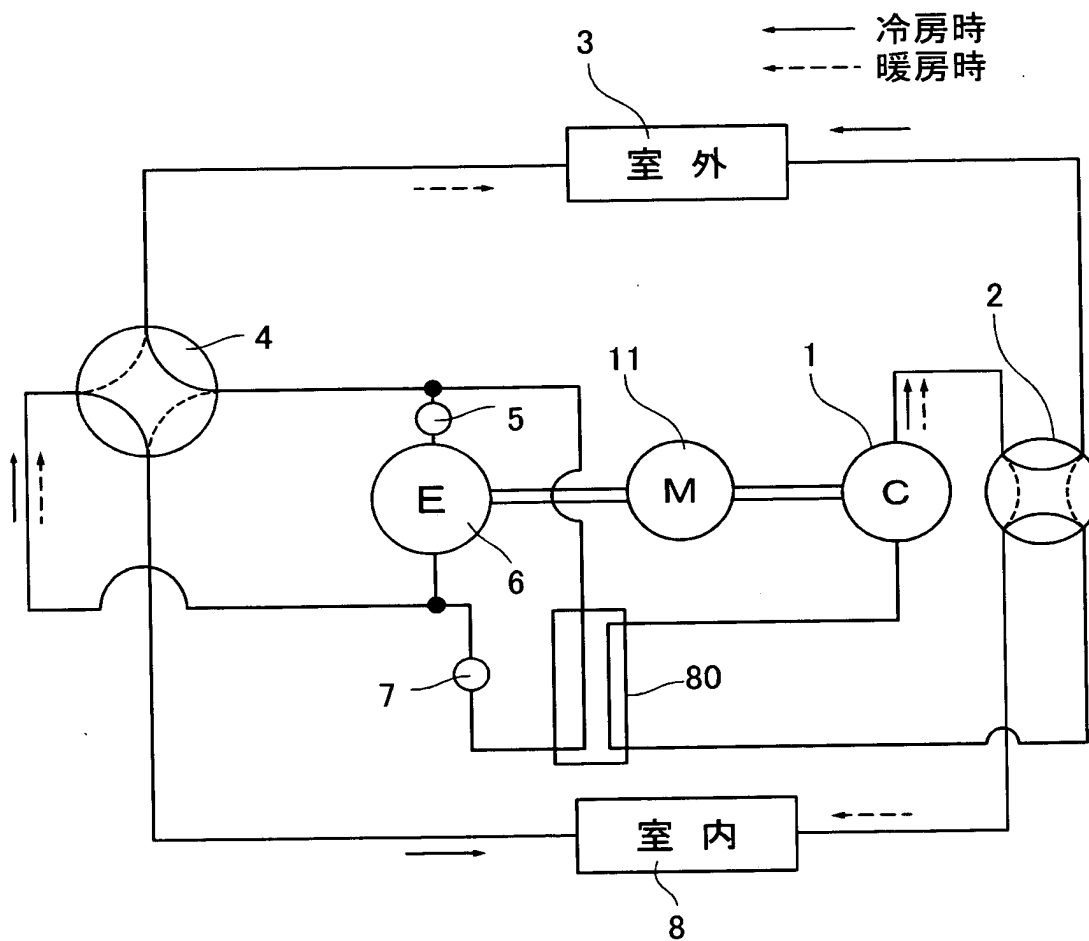
【図 2】



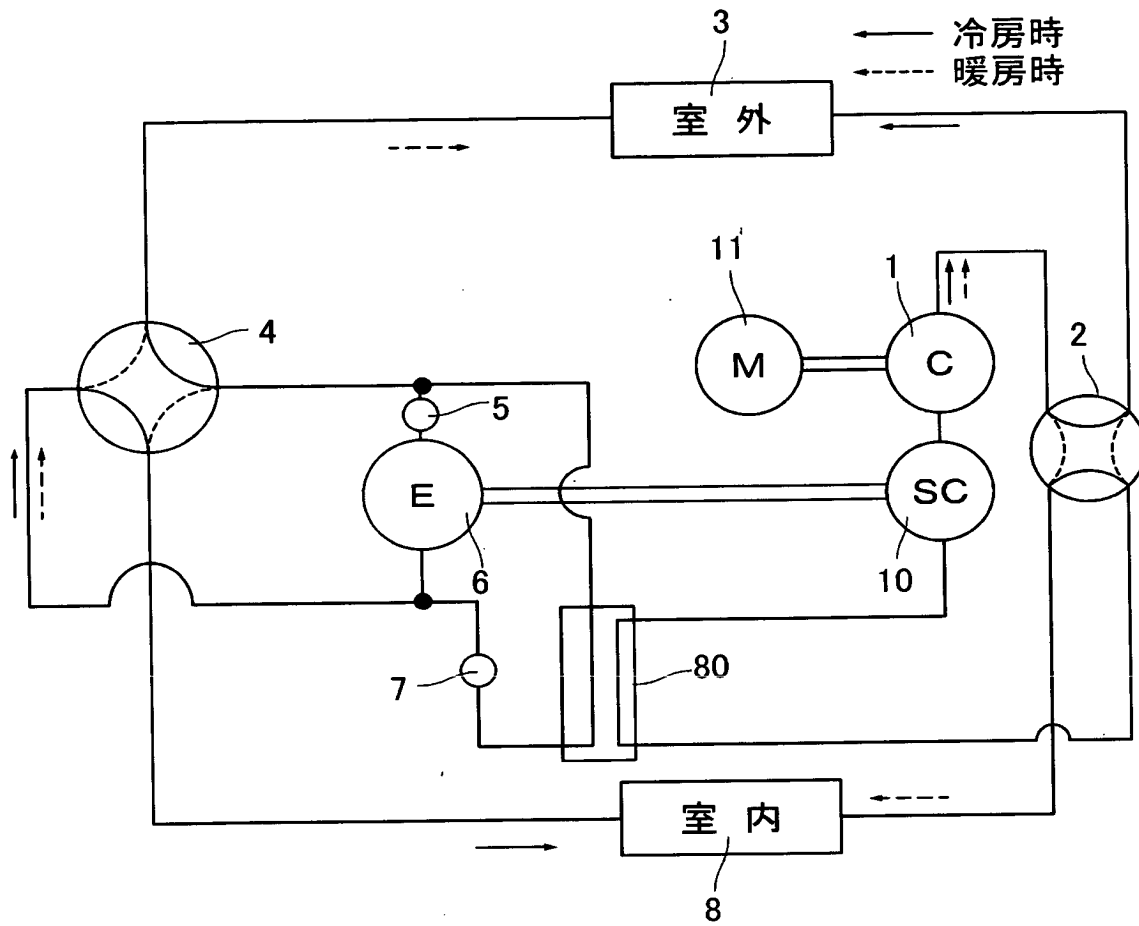
【図 3】



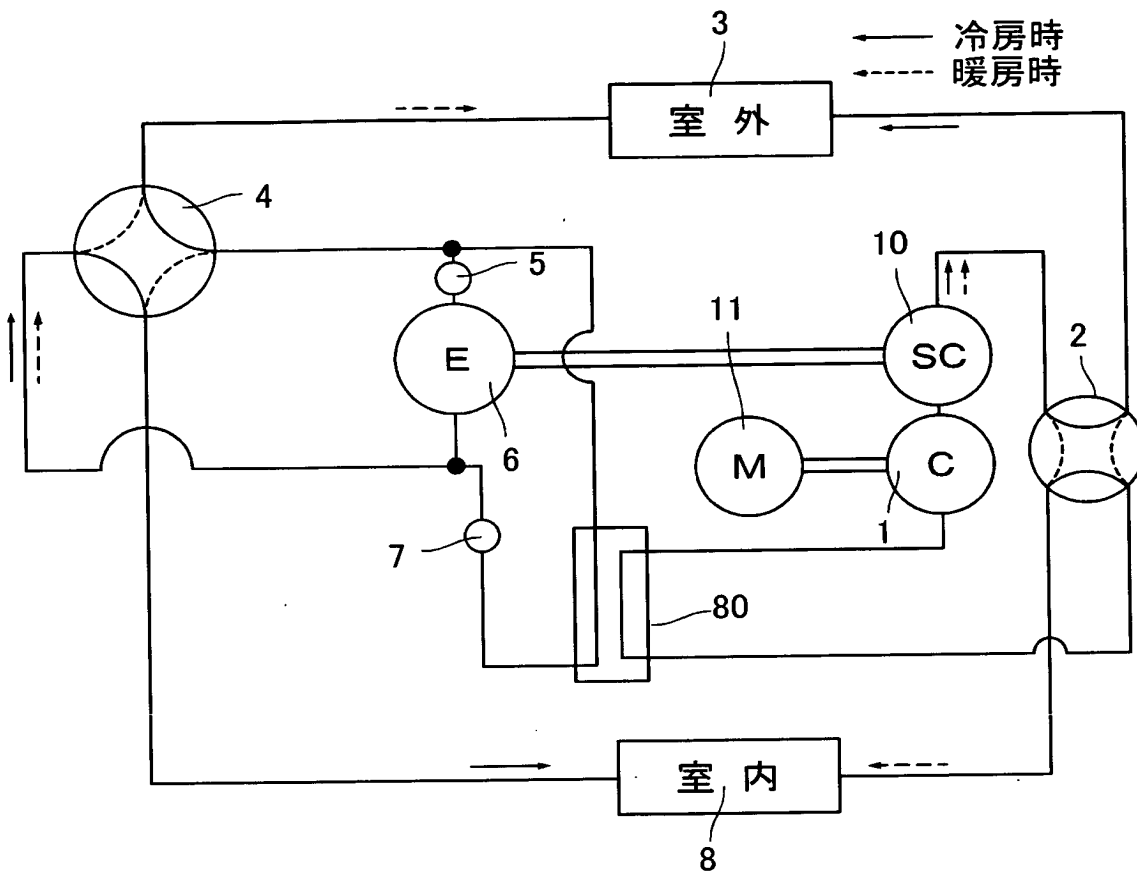
【図 4】



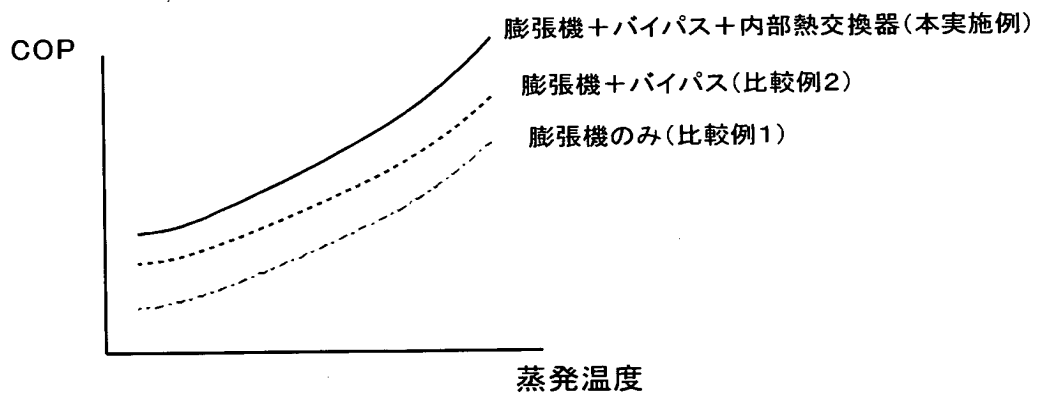
【図 5】



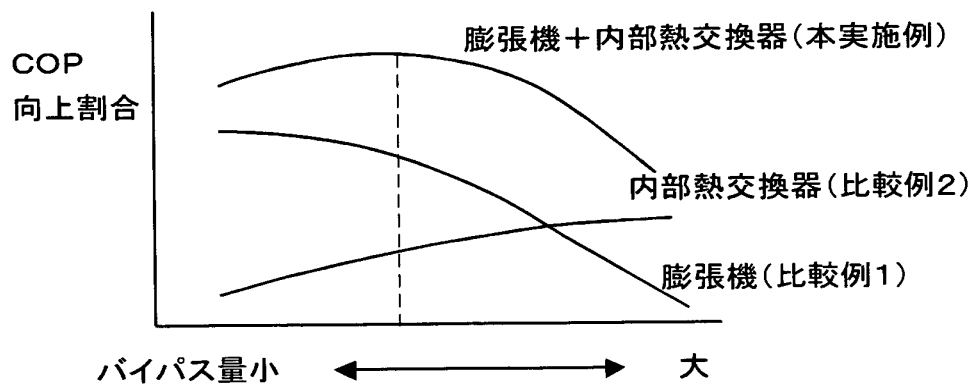
【図 6】



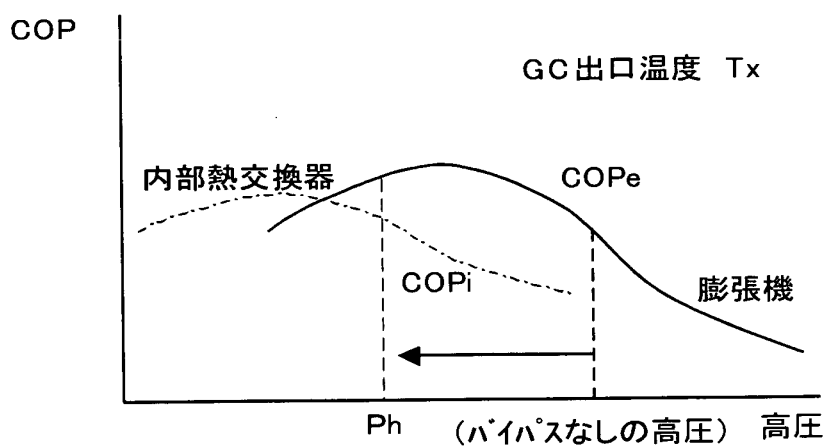
【図 7】



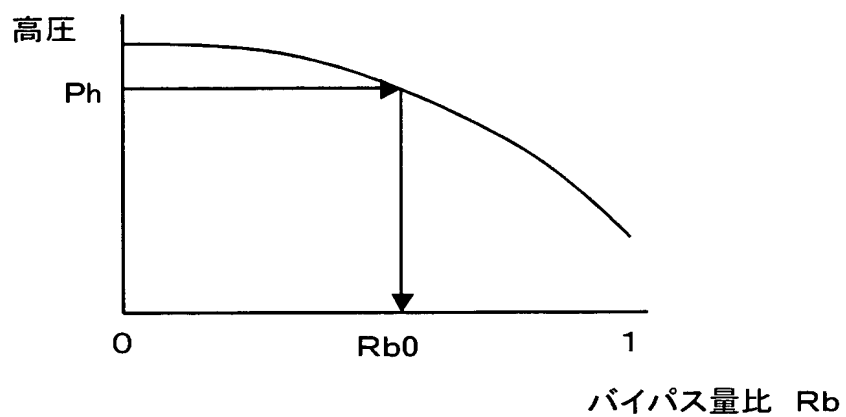
【図 8】



【図 9】



【図 10】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 冷媒の流れ方向に応じた膨張機を用いることで、密度比一定の制約を最大限回避し、幅広い運転範囲の中で高い動力回収効果を得ること。

【解決手段】 冷媒に二酸化炭素を用い、圧縮機と室外側熱交換器と膨張機と室内側熱交換器とを備えた冷凍サイクルに、膨張機と並列に設けたバイパス回路と、バイパス回路を流れる冷媒流量を調整する制御弁とを設け、膨張機で回収した動力により圧縮機を駆動し、膨張機を流れる第1冷凍サイクルとバイパス回路を流れる第2冷凍サイクルとの最適高圧を P_h 、 P_h におけるバイパス回路を流れるバイパス量比を R_{b0} 、 P_h における第1冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_e 、 P_h における第2冷凍サイクルの最大冷凍サイクル効率 COP_b としたとき、 $(1 - R_{b0}) \times COP_e + R_{b0} \times COP_b$ を最大にする最適高圧 P_h を決定する冷凍サイクル装置の高圧冷媒圧力の決定方法。

【選択図】 図1

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2002-318131
受付番号	50201651705
書類名	特許願
担当官	工藤 紀行 2402
作成日	平成14年11月 5日

<認定情報・付加情報>

【提出日】	平成14年10月31日
【特許出願人】	
【識別番号】	000005821
【住所又は居所】	大阪府門真市大字門真1006番地
【氏名又は名称】	松下電器産業株式会社
【代理人】	申請人
【識別番号】	100087745
【住所又は居所】	東京都新宿区高田馬場2丁目14番4号 八城ビル3階
【氏名又は名称】	清水 善▲廣▼
【選任した代理人】	
【識別番号】	100098545
【住所又は居所】	東京都新宿区高田馬場2丁目14番4号 八城ビル3階
【氏名又は名称】	阿部 伸一
【選任した代理人】	
【識別番号】	100106611
【住所又は居所】	東京都新宿区高田馬場2丁目14番4号 八城ビル3階
【氏名又は名称】	辻田 幸史

次頁無

特願 2 0 0 2 - 3 1 8 1 3 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 5 8 2 1]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 8 日

[変更理由]

新規登録

住 所

大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地

氏 名

松下電器産業株式会社